

HYDRAULIC TYPE VALVE DRIVE DEVICE

Veröffentlichungsnr. (Sek.) JP59170414
Veröffentlichungsdatum : 1984-09-26
Erfinder : NAGAISHI HATSUO; others: 03
Anmelder : NISSAN JIDOSHA KK
Veröffentlichungsnummer : ☐ JP59170414
Aktenzeichen:
(EPIDOS-INPADOC-normiert) JP19830046495 19830318
Prioritätsaktenzeichen:
(EPIDOS-INPADOC-normiert)
Klassifikationssymbol (IPC) : F01L9/02
Klassifikationssymbol (EC) :
Korrespondierende Patentschriften

Bibliographische Daten

PURPOSE: To damp the impact of intake and exhaust valves and a piston, by limiting the discharge of oil from hydraulic chambers so that the speeds of the piston and the valves just before the termination of the piston are restrained.

CONSTITUTION: An intake or exhaust valve 27 is opened and closed in association with the movement of a piston 23 disposed in a cylinder 21. A hydraulic selecting means 45 in response to a solenoid valve 44 controls hydraulic pressure fed to first and second hydraulic chambers 24, 25 defined in the cylinder 21 by the piston 23. Passages 31, 30 are closed by the piston 23 just before the terminations of valve opening and closing movements, respectively, so that oil from the hydraulic chambers 25, 24 is discharged through damper passages 37, 33 which limit the flow rate of oil to a lower value. Accordingly, the moving speed of the piston 23 decreases so that impact upon the termination of its movement is damped.

Daten aus der **esp@cenet** Datenbank - - I2

吸気弁27のシート部への当接時における衝撃力および騒音が低減される。なお、第3図破線Bは従来の弁リフト速度を示している。

このように、油圧ピストン23の各方向における移動終了直前の速度が抑制されるため、油圧ピストン23や吸気弁27の衝撃を緩和し、これらの耐久性を向上させることができる。その結果、機関を長時間高速運転することが可能となる。

一方、油圧ピストン23の移動開始時にはダンパ通路33、37の他にバイパス通路35、39が上記油圧室24、25にそれぞれ開口しており、油圧ピストン23の移動開始速度は停止速度に比して大きくなる。その結果、体3図bに実線Aで示すように吸気弁27の立ち上がり速度は従来と大差がなく吸気弁27の応答性を高めることができる。

なお、本実施例では吸気弁を駆動する例を示したが、排気弁についても同様に駆動することができるのは勿論である。

(効果)

本発明によれば、第1油圧室および第2油圧室からの油の流出を規制することができるので、油圧ピストンの移動終了直前の速度を抑制することができ、油圧ピストンや吸・排気弁の衝撃を緩和し、これらの耐久性を向上させることができるとともに、騒音を低減することができる。

また、上記実施例においては、油圧室への油圧流入のみを許容する一方向弁をバイパス通路に設けたため、油圧ピストンの移動終了直前の速度を抑制しつつ、移動開始速度のみを大きくして吸・排気弁の応答性を高めることができる。

4. 図面の簡単な説明

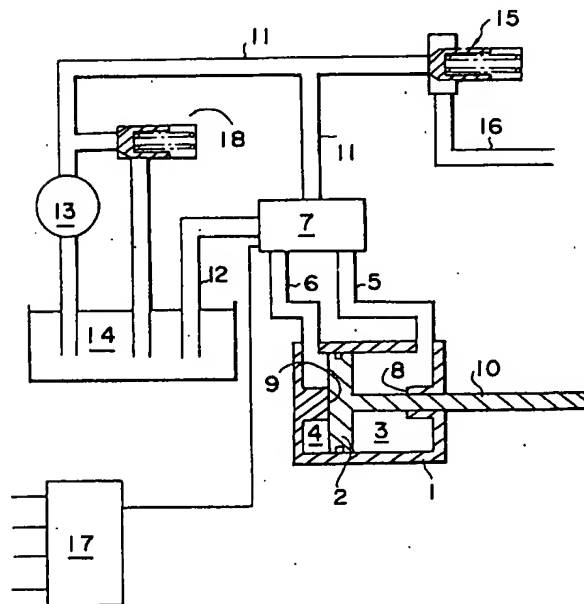
第1図は従来の油圧式弁駆動装置を示す概略構成図、第2、3図は本発明の一実施例を示す図であり、第2図はその構成図、第3図はその作用を説明するための図であり、第3図aはその電磁弁への通電制御を示す図、第3図bは

その弁リフト量と時間との関係を示す図である。

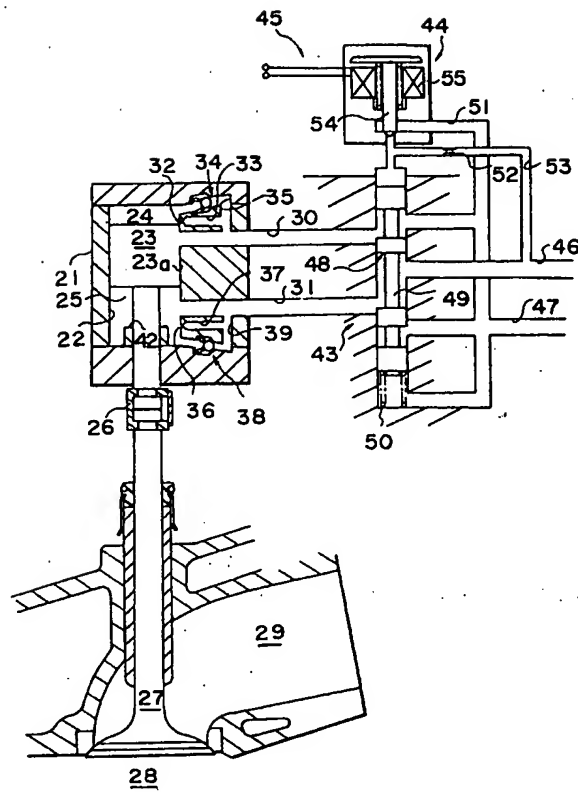
- 21 …… シリンダハウジング（シリンダ）、
- 23 …… 油圧ピストン、
- 24 …… 第1油圧室、
- 25 …… 第2油圧室、
- 27 …… 吸気弁、
- 30 …… 第1油路、
- 31 …… 第2油路、
- 33 …… 第1ダンパ通路、
- 37 …… 第2ダンパ通路、
- 45 …… 油圧切換手段。

特許出願人 日産自動車株式会社
代理人 弁理士 有我 軍 一 郎

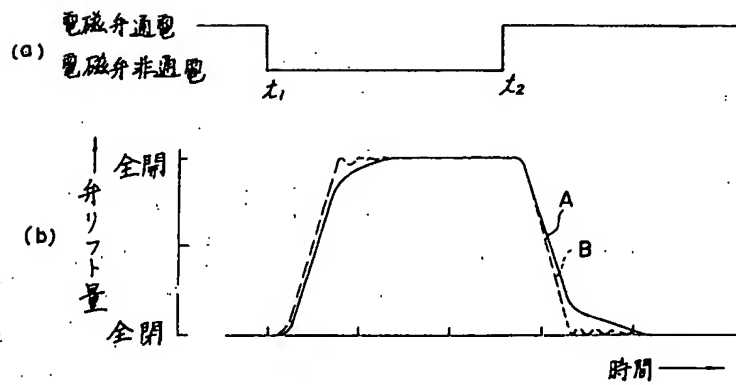
第 1 図



第 2 図



第 3 図



⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭59—170414

⑪ Int. Cl.³
F 01 L 9/02

識別記号

庁内整理番号
7049—3G

⑬ 公開 昭和59年(1984)9月26日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑭ 油圧式弁駆動装置

① 特 願 昭58—46495

② 出 願 昭58(1983)3月18日

⑦ 発 明 者 永石初雄
横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内

⑧ 発 明 者 曾根公毅
横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内

⑦ 発 明 者 北原剛

横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内

⑦ 発 明 者 川村佳久

横須賀市夏島町1番地日産自動車株式会社追浜工場内

⑪ 出 願 人 日産自動車株式会社
横浜市神奈川区宝町2番地

⑭ 代 理 人 弁理士 有我軍一郎

明 細 書

1. 発明の名称

油圧式弁駆動装置

2. 特許請求の範囲

シリンダと、シリンダ内に移動可能に収納され第1油圧室と第2油圧室とを画成する油圧ピストンと、油圧ピストンにより駆動される内燃機関の吸・排気弁と、第1油圧室に開口する第1油路と、第2油圧室に開口する第2油路と、油圧ポンプからの油圧を第1油路と第2油路に択一的に供給する油圧切換手段と、を備えた油圧式弁駆動装置において、前記吸・排気弁の全閉時に前記油圧ピストンにより閉止される位置に前記第1油路を前記第1油圧室に開口させるとともに、この全閉時においても第1油路と第1油圧室を連通する小口径の第1ダンパ通路を形成し、吸・排気弁の全閉時に油圧ピストンにより閉止される位置に前記第2油路を前記第2油圧室に開口させるとともに、この全閉時に

いても第2油路と第2油圧室を連通する小口径の第2ダンパ通路を形成したことを特徴とする油圧式弁駆動装置。

3. 発明の詳細な説明

(技術分野)

本発明は油圧式弁駆動装置、例えば内燃機関の吸・排気弁を油圧力により開閉駆動する油圧式弁駆動装置に関する。

(従来技術)

近年、内燃機関の吸・排気弁を油圧駆動し、その開閉時期や開閉時間を機関の運転状態に応じて精密に制御する油圧式弁駆動装置が開発されている。

このような従来の油圧式弁駆動装置としては、例えば特開昭57—173513号公報において開示されるものが知られている。この装置を第1図に基づき説明すると、1は油圧シリンダであり、この油圧シリンダ1内には油圧ピストン2が移動可能に収納されている。油圧シリンダ1内は油圧ピストン2により第1油圧

室3と第2油圧室4とに画成されており、これらの油圧室3、4はそれぞれ第1油路5および第2油路6により油圧切換弁7に連通されている。また、これらの油圧室3、4内にはそれぞれ第1ストッパ8および第2ストッパ9が設けられており、これらのストッパ8、9は油圧ピストン2の図中左方向あるいは右方向への移動量を規制している。油圧ピストン2には図示していない機関のロッカアームあるいはカムシャフト等に連結された連結ロッド10が固定されており、連結ロッド10は油圧ピストン2の移動によりこれらのロッカアームあるいはカムシャフト等を駆動して吸・排気弁を開閉する。前記油圧切換弁7にはさらに送油路11および返油路12の各一端が接続されており、送油路11は油圧ポンプ13を介してオイルパン14と連通し、また返油路12は直接にオイルパン14と連通している。なお、この装置は機関の潤滑に使用するオイルを油圧油として用いている。油圧ポンプ13はオイルを所定圧力に加圧し送油路11を通して油圧

切換弁7に供給するとともに、所定圧力で作動するよう設定された抵抗弁ユニット15、送油路16を介して機関の各駆動部に供給する。油圧切換弁7は制御回路17からの制御信号によりその作動が制御される4ポート2位置制御弁であり、送油路11および返油路12と第1油路5および第2油路6との接続をそれぞれ切換制御する。制御回路17には機関の運転状態を表示する、例えば機関回転数、冷却水温、負荷、油温等を表示する各種信号が入力されており、制御回路17はこれらの各種信号に基づいて最適な制御信号を油圧切換弁7に出力している。なお、18は送油路11の油圧を所定圧力以下に制限するリリーフ弁ユニットであり、前記抵抗弁ユニット15の設定圧力はこのリリーフ弁ユニット18の設定圧力より低めに設定されている。

このような油圧式弁駆動装置は、制御回路17からの制御信号により油圧切換弁7が送油路11と第1油路5とを連通するとともに返油路12と第2油路6とを連通すると、第1油圧室3に

油圧ポンプ13からの油圧が供給されて油圧ピストン2が図中左方向へ移動し、ストッパ9に当接してその移動を停止する。このとき、第2油圧室4から油圧が流出し第2油路6、返油路12を通してオイルパン14に返油されるが、その流出量は油圧ピストン2の移動行程中殆ど変わらない。したがって、油圧ピストン2の移動速度も移動開始から終了まで殆ど変わらないことになる。一方、油圧切換弁7が送油路11と第2油路6および返油路12と第1油路5とをそれぞれ連通すると、上述した場合と逆に油圧ピストン2が図中右方向に移動する。

このように上記油圧式弁駆動装置は、制御回路17からの制御信号により油圧切換弁7を切換制御し、第1油圧室3および第2油圧室4への油圧供給を制御して油圧ピストン2を往復移動させ、連結ロッド10を介してロッカアームあるいはカムシャフト等を駆動して吸・排気弁を開閉する。

しかしながら、このような従来の油圧式弁

駆動装置にあっては、第1油圧室3および第2油圧室4からの油圧の流出面積が常に同一である、すなわち、第1油路5および第2油路6がそれぞれ常時第1油圧室3と第2油圧室4とに開口している構成となっていたため、油圧ピストン2の移動速度が移動開始から終了まで略変わらない。したがって、機関の高速運転時等のように油圧ピストン2の移動速度が速くなると、この油圧ピストン2の移動により開閉する吸・排気弁がシート部に衝突する衝撃力が大きくなり、また、油圧ピストン2がストッパ8、9に衝突する衝撃力が大きくなる。その結果、吸・排気弁や油圧ピストン等の耐久性が低下し、これらの衝撃による騒音が増大するという問題点があった。

(発明の目的)

そこで本発明は、油圧室からの油の流出を規制することにより、油圧ピストンの移動終了直前の速度を抑制して油圧ピストンや吸・排気弁の衝撃を緩和し、これらの耐久性を向上させ

るとともに騒音を低減させることを目的としている。

(発明の構成)

本発明による油圧式弁駆動装置は、シリンダと、シリンダ内に移動可能に収納され第1油圧室と第2油圧室とを画成する油圧ピストンと、油圧ピストンにより駆動される内燃機関の吸・排気弁と、第1油圧室に開口する第1油路と、第2油圧室に開口する第2油路と、油圧ポンプからの油圧を第1油路と第2油路に択一的に供給する油圧切換手段と、を備えた油圧式弁駆動装置において、前記吸・排気弁の全閉時に前記油圧ピストンにより閉止される位置に前記第1油路を前記第1油圧室に開口させるとともに、この全閉時においても第1油路と第1油圧室を連通する小口径の第1ダンパ通路を形成し、吸・排気弁の全閉時に油圧ピストンにより閉止される位置に前記第2油路を前記第2油圧室に開口させるとともに、この全閉時においても第2油路と第2油圧室を連通する小口径の第2ダン

パ通路を形成することにより、第1油圧室および第2油圧室からの油の流出を規制するものである。

(実施例)

以下、本発明を図面に基づいて説明する。

第2、3図は本発明の一実施例を示す図である。

まず、構成を説明すると、21はシリンダ孔22の形成されたシリンダハウジングであり、シリンダ孔22には油圧ピストン23が第2図中上下方向に移動可能に収納されている。また、シリンダ孔22内は油圧ピストン23により第1油圧室24と第2油圧室25とに画成されており、油圧ピストン23には該油圧ピストン23のねじり振動や往復振動の伝達を減衰させるジョイントピース26を介して吸気弁27が連結されている。吸気弁27は油圧ピストン23の移動により内燃機関の燃焼室28に開口する吸気通路29を開閉する。前記第1油圧室24には吸気弁27の全閉時に油圧ピストン23の摺動面23aにより閉止される位置に第

1油路30が開口しており、また第2油圧室25には吸気弁27の全閉時に上記摺動面23aにより閉止される位置に第2油路31が開口している。第1油圧室24は第1油路30の全閉時においてもオリフィス32により流路断面積が S_1 に規制された小口径の第1ダンパ通路33および内部にチェック弁34を有する第1バイパス通路35を通して第1油路30と連通可能である。一方、第2油圧室25は第2油路31の全閉時においてもオリフィス36により流路断面積が S_2 に規制された小口径の第2ダンパ通路37および内部にチェック弁38を有する第2バイパス通路39を通して第2油路31と連通可能である。この場合、上記 S_1 、 S_2 の値は第1油路30および第2油路31の各口径のそれより大幅に小さい所定値に設定され、また上記チェック弁34、38は第1油路30から第1油圧室24への油圧流入および第2油路31から第2油圧室25への油圧流入のみをそれぞれ許容している。

したがって、第1油圧室24および第2油圧

室25からの油の流出面積は油圧ピストン23の移動位置によってその大きさが変化する。すなわち、油圧ピストン23が吸気弁27を閉弁する方向(第2図中上方)へ移動するときは、吸気弁27の全閉直前に第1油路30が油圧ピストン23により閉止されるため、以後の流出面積が第1ダンパ通路33の流路断面積 S_1 のみとなる。一方、油圧ピストン23が吸気弁27を開弁する方向へ移動するときは、吸気弁27の全閉直前に第2油路31が油圧ピストン23により閉止され、以後流出面積が第2ダンパ通路37の流路断面積 S_2 のみとなる。この結果、油圧ピストン23の各方向への移動終了直前からその移動速度が抑制され油圧ピストン23は緩やかに停止する。なお、油圧ピストン23の停止時の速度は上記流路断面積 S_1 、 S_2 の値により適切に設定することができる。一方、第1油圧室24および第2油圧室25への油圧の供給面積も油圧ピストン23の移動位置によって変化するが、油圧ピストン23の移動開始時にはダンパ通路33、37の他にバイパス通路35、

39がそれぞれ開口するため、その移動開始速度（吸気弁27の立ち上がり速度）は停止速度（吸気弁27の立ち下がり速度）に比して大きく、吸気弁27の立ち上がり応答性が高められている。また、吸気弁27の立ち上がり速度を小さくするには、バイパス通路35、39をそれぞれ取り除けばよい。なお、42は第2油圧室25に設けられ吸気弁27開弁方向のピストン移動位置を規制するストッパである。

前記第1油路30および第2油路31には油圧ポンプ（図示していない）からの油圧が油圧切換弁43により択一的に供給されており、この油圧切換弁43は電磁弁44とともに油圧切換手段45を構成している。油圧切換弁43には、さらに油圧ポンプにより所定圧力に高められた油圧を導く送油路46および油圧を図示していない油圧タンクに導く（リターンさせる）返油路47が接続されており、油圧制御手段45は電磁弁44への通電制御に基づいて油圧切換弁43を作動させ上記送油路46および返油路47と第1油路30および第

2油路31との連通をそれぞれ切換制御する。すなわち、油圧切換弁43はシリンダ48内に摺動自在に配置されたスプール弁49と、このスプール弁49を第2図中常時上方に付勢するスプリング50と、スプール弁49の移動を制御する油圧を返油路47に導く制御油路51と、オリフィス52が介装されスプール弁49の移動を制御する油圧を送油路46から導く補助油路53と、を有しており、また、電磁弁44は弁体54と、通電されると該弁体54を吸引して制御油路51を閉止可能なソレノイドコイル55と、を有している。したがって、油圧切換手段45は電磁弁44への通電時には、制御油路51を閉止し送油路46の油圧を補助油路53を通してスプール弁49に作用させ該スプール弁49を図中下方に移動させて、送油路46と第2油路31および返油路47と第1油路30をそれぞれ連通する。一方、非通電時には制御油路51を開き補助油路53の油圧を制御油路51を通して返油路47にリターンさせることにより、スプリング50の付勢力のみでスプール弁49を上方に移動させ

て、送油路46と第1油路30および返油路47と第2油路31をそれぞれ連通する。

次に作用を説明する。吸気弁の開閉は電磁弁44への通電を制御して第1油圧室24および第2油圧室25への油圧の供給を油圧切換手段45により制御することにより行う。いま、第3図aに示すように所定の開弁タイミング t_1 で電磁弁44への通電が遮断されると、油圧切換弁43が送油路46と第1油路30および返油路47と第2油路31をそれぞれ連通し、第1油圧室24に油圧を供給するとともに第2油圧室25からの油圧流出を許容する。このため、油圧ピストン23が第2図中下方に移動して吸気弁27をリフトさせ開弁させる。このとき、第2油圧室25の油圧流出面積は吸気弁27全開直前で第2ダンパ通路37の流路断面積 S_2 のみに規制される。したがって、第2油圧室25からの油の流出が規制され、油圧ピストン23は、第3図bに実線Aで示すように、その停止直前の移動速度が抑制されてストッパ42に当接し停止する。この結果、ストッパ42へ

の当接時における衝撃力および騒音が低減される。なお、第3図に実線Aで示すように吸気弁27もそのリフト速度が停止直前に抑制されて全開する。

一方、第3図aに示す所定のタイミング t_2 で電磁弁44に通電されると、上述した場合と逆に油圧切換弁43が送油路46と第2油路31および返油路47と第1油路30をそれぞれ連通し、第2油圧室25に油圧を供給するとともに第1油圧室24からの油圧流出を許容して、油圧ピストン23を上方に移動させ吸気弁27を開弁する。このとき、第1油圧室24の油圧流出面積が吸気弁27全開直前において第1ダンパ通路33の流路断面積 S_1 のみに規制される。したがって、第1油圧室24の油の流出が規制され、油圧ピストン23は、第3図bに実線Aで示すように、停止直前に移動速度が抑制される。その結果、油圧ピストン23に連結されている吸気弁27は同じく第3図実線Aで示すように全開直前に速度が抑制され、吸気通路29のシート部に当接する。この結果、

吸気弁27のシート部への当接時における衝撃力および騒音が低減される。なお、第3図破線Bは従来の弁リフト速度を示している。

このように、油圧ピストン23の各方向における移動終了直前の速度が抑制されるため、油圧ピストン23や吸気弁27の衝撃を緩和し、これらの耐久性を向上させることができる。その結果、機関を長時間高速運転することが可能となる。

一方、油圧ピストン23の移動開始時にはダンパ通路33、37の他にバイパス通路35、39が上記油圧室24、25にそれぞれ開口しており、油圧ピストン23の移動開始速度は停止速度に比して大きくなる。その結果、体3図bに実線Aで示すように吸気弁27の立ち上がり速度は従来と大差がなく吸気弁27の応答性を高めることができる。

なお、本実施例では吸気弁を駆動する例を示したが、排気弁についても同様に駆動することができるのは勿論である。

〔效果〕

本発明によれば、第1油圧室および第2油圧室からの油の流出を規制することができるので、油圧ピストンの移動終了直前の速度を抑制することができ、油圧ピストンや吸・排気弁の衝撃を緩和し、これらの耐久性を向上させることができるとともに、騒音を低減することができる。

また、上記実施例においては、油圧室への油圧流入のみを許容する一方向弁をバイパス通路に設けたため、油圧ピストンの移動終了直前の速度を抑制しつつ、移動開始速度のみを大きくして吸・排気弁の応答性を高めることができる。

4. 図面の簡単な説明

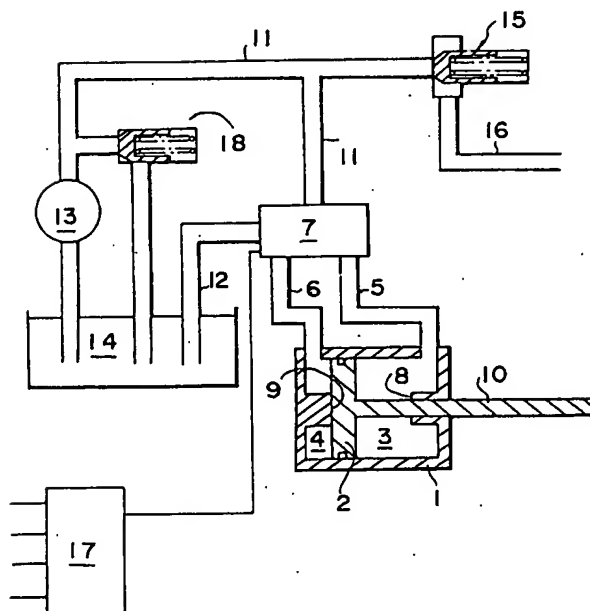
第 1 図は従来の油圧式弁駆動装置を示す概略構成図、第 2、3 図は本発明の一実施例を示す図であり、第 2 図はその構成図、第 3 図はその作用を説明するための図であり、第 3 図 a はその磁餅弁への通電制御を示す図、第 3 図 b は

その弁リフト量と時間との関係を示す図である。

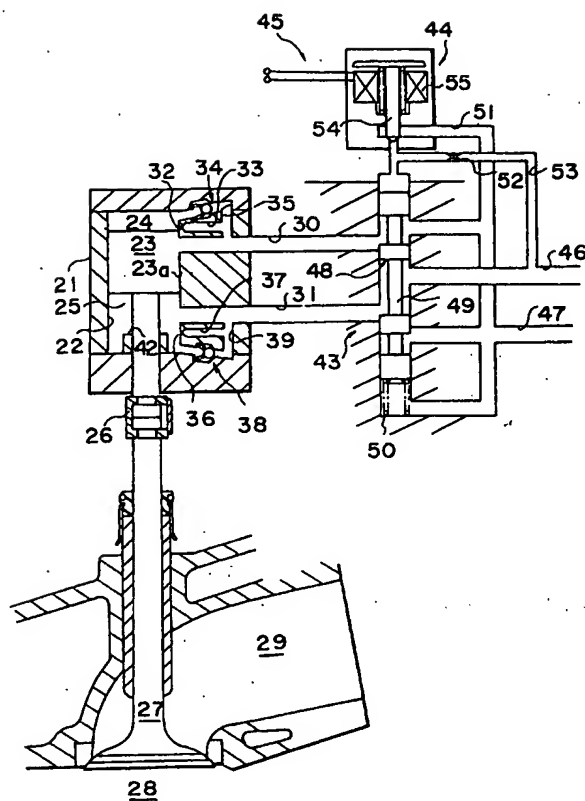
- 21 …… シリンダハウジング（シリンダ）、
23 …… 油圧ピストン、
24 …… 第 1 油圧室、
25 …… 第 2 油圧室、
27 …… 吸気弁、
30 …… 第 1 油路、
31 …… 第 2 油路、
33 …… 第 1 ダンパ通路、
37 …… 第 2 ダンパ通路、
45 …… 油圧切換手段。

特許出願人 日産自動車株式会社
代理人 弁理士 有我軍一郎

第 1 図



第 2 図



第 3 図

